

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИИ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУТЕЙ ФОРСИРОВАНИЯ ИСПЫТАНИЙ

Инж. СИДОРОВ С. А.

Белорусская государственная политехническая академия

Для обеспечения конкурентоспособности карьерных самосвалов, производимых в Республике Беларусь, и удовлетворения разнообразных требований потребителей необходимо резко сократить сроки разработки новой и модернизации серийно выпускаемой техники и увеличить ее надежность.

К настоящему времени проведен ряд исследований по определению нагруженности трансмиссий различных тяговых и транспортных машин. Нагрузочные режимы работы карьерных самосвалов существенно отличаются от общетранспортных. Прежде всего, это обусловлено тяжелыми условиями эксплуатации в карьерах и забоях. Наличие гидротрансформатора (ГТ) в трансмиссии такого рода техники также существенно образом изменяет характер формирования их нагрузочного режима. Отсутствие научно обоснованных методов испытаний таких машин затрудняет экспериментальную доводку и оценку ресурса их конструкции.

В связи с этим Белорусским автомобильным заводом совместно с Белорусской государственной политехнической академией были проведены расчетно-экспериментальные исследования нагруженности гидромеханических трансмиссий карьерных самосвалов БелАЗ-7555 и БелАЗ-75473. Обработка и анализ экспериментальных записей процессов выполнялись с помощью специально разработанного программного обеспечения. Для оценки уровня нагрузочных режимов трансмиссии применялся сопоставимый показатель накопления усталостных повреждений, основанный на линейной гипотезе суммирования усталостных повреждений, в приведенной к 1 км пробега

$$R = \frac{1}{S} \sum_{i=1}^n \sigma_i^m N_i,$$

где S – пробег автомобиля, км; N_i – число циклов нагружения с напряжением σ_i ; m – показатель степени кривой усталости детали.

Результаты исследований приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты исследований нагруженности трансмиссий карьерных самосвалов

Режим движения	Автомобиль	Темп накопления усталостных повреждений R	
		Вся реализация	Трогание и разгон
Технологический цикл в целом	БелАЗ-7555	$4,4 \cdot 10^9$	–
Подъем с грузом	БелАЗ-7555	$8,0 \cdot 10^9$	$5,0 \cdot 10^{10}$
	БелАЗ-75473	$2,5 \cdot 10^{10}$	$4,8 \cdot 10^{10}$
Спуск с грузом	БелАЗ-7555	$5,5 \cdot 10^9$	$3,0 \cdot 10^{10}$
	БелАЗ-75473	$2,0 \cdot 10^{10}$	$3,0 \cdot 10^{10}$
Спуск без груза	БелАЗ-7555	$6,2 \cdot 10^8$	–
Преодоление максимального подъема	БелАЗ-7555	$3,0 \cdot 10^{10}$	$4,5 \cdot 10^{10}$

Анализ нагруженности трансмиссии для определения степени форсирования проводился по сопоставимым показателям накопления усталостных повреждений по контактной выносливости, так как при варьировании нагружения они изменяются в значительно меньшей степени по сравнению с показателями по изгибной выносливости и выносливости роликоподшипников. Началом переходного процесса считался момент возникновения характерного изменения крутящего момента на карданном валу привода заднего моста. Окончанием переходного процесса нагружения считался момент ≈ 90 % затухания низкочастотных колебаний, возникавших в трансмиссии при переключении передач и блокировках ГТ.

Для сравнения за единицу был принят темп накопления усталостных повреждений при движении самосвала в технологическом цикле, под которым понимается движение самосвала в карьере с грузом к месту разгрузки и без груза от места разгрузки к месту загрузки.

Анализ результатов исследований показал, что в средних условиях эксплуатации нагружение на переходных режимах и на режиме трогания и разгона характеризуется существенно более высоким темпом накопления усталостных повреждений по сравнению с суммарным процессом нагружения при выполнении основных элементов технологического цикла в целом. Так, темп накопления усталостных повреждений на переходных режимах при трогании самосвала с места и переключении передач в 10 раз больше, чем при движении в технологическом цикле. Таким образом, переходные процессы оказывают значительное влияние на нагруженность гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала.

Для более детального исследования переходных процессов в гидромеханической трансмиссии (ГМТ) на кафедре «Автомобили» Белорусской государственной политехнической академии были разработаны математическая модель трансмиссии карьерного самосвала, схема которой представлена на рис. 1, и программа расчета ее нагруженности при движении по заданному маршруту.

На схеме $I_1 \dots I_{10}$ – моменты инерции вращающихся деталей; $e_1 \dots e_{11}$, $b_1 \dots b_{11}$ – податливости и коэффициенты демпфирования упругих звеньев; U_{11} , U_{12} , U_{21} , U_{22} , U_{V1} , U_{V2} , U_{N1} , U_{N2} – передаточные числа пар шестерен; $M_{дв}$ – крутящий момент двигателя; M_n и M_t – момент на насосном и турбинном колесах ГТ; M_ϕ – момент сцепления колес с опорной поверхностью; M_f – момент сопротивления качению колес автомоби-

ля; M_i – момент сопротивления подъему автомобиля; $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_4, \Phi_B$ – фрикционы.

Данная модель позволяет обеспечивать:

- переключение передач как с разрывом, так и без разрыва потока мощности в любом направлении в соответствии с задаваемым законом переключения передач;
- автоматическую блокировку и разблокировку гидротрансформатора в соответствии с задаваемым законом, а также разблокировку при переключении передач;
- движение самосвала по дороге переменного профиля с различными видами покрытия и ограничениями скорости движения на отдельных участках по условию безопасности движения.

Моделировалась трансмиссия карьерного самосвала БелАЗ-7555.

При этом имитировались следующие случаи нагружения:

- трогание с места и разгон на горизонтальном участке с асфальтобетонным покрытием при различных положениях педали управления двигателем (50, 70, 80, 90 и 100 %);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на различных подъемах ($i = 0 \dots 0,1$);
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном участке при различной начальной частоте вращения коленчатого вала двигателя (860, 955, 1050, 1150 и 1240 мин^{-1});
- трогание с места и разгон при фиксированном положении педали управления двигателем на горизонтальном асфальтобетонном участке при различной полной массе самосвала (100, 110 и 120 % полной массы).

Оценка нагруженности ГМТ проводилась по следующим показателям:

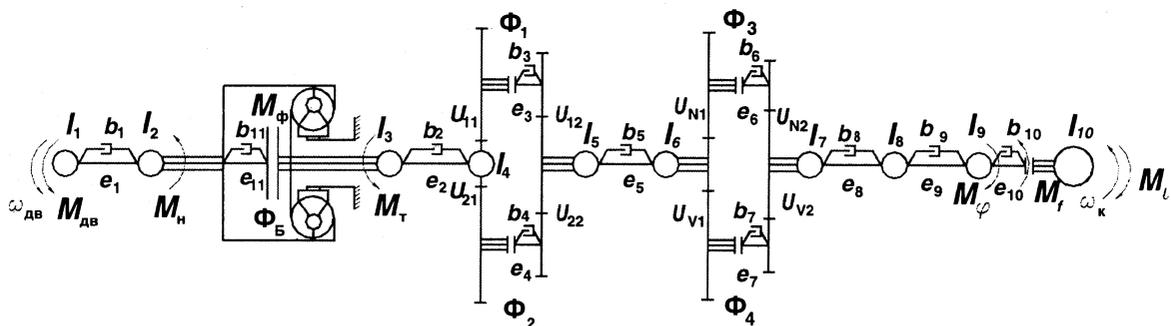


Рис. 1. Схема динамической системы гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала

- максимальные динамические моменты на карданном валу привода заднего моста;

- темпы накопления усталостных повреждений по контактным и изгибным напряжениям зубчатых колес и роликовых подшипников. Сравнение проводилось по темпу накопления повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям.

Результаты исследований на ЭВМ нагруженности деталей трансмиссии для различных режимов трогания и разгона приведены в табл. 2.

Проведенные исследования показали, что при трогании самосвала на ровном горизонтальном участке карьерной дороги при различных положениях педали управления двигателем (от 50 до 100 % нажатия) максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1,8 раза. Темп накопления усталостных повреждений зубчатых колес по контактным напряжениям возрос в 1,9 раза.

При увеличении крутизны преодолеваемого подъема с 0 до 0,1 максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста увеличился в 1,3, а темп накопления повреждений R – в 1,9 раза.

Результаты исследований на ЭВМ нагруженности трансмиссии карьерного самосвала

Условия трогания и разгона			Темп накопления повреждений по контактным напряжениям зубчатых колес заднего моста
Уклон преодолеваемого подъема	Положение педали управления двигателем, %	Начальные обороты коленвала двигателя, мин ⁻¹	
0	70	955	$1,52 \cdot 10^{11}$
0	100	955	$2,15 \cdot 10^{11}$
0	100	1240	$2,37 \cdot 10^{11}$
0,1	100	1240	$2,84 \cdot 10^{11}$

С увеличением начальной частоты вращения коленчатого вала двигателя при трогании с места на первой передаче последовательно с 860 до 1240 мин⁻¹ максимальный динамический момент на карданном валу привода заднего моста повышается на 40 %.

Таким образом, одним из путей форсирования нагруженности трансмиссии карьерных самосвалов является увеличение доли переходных процессов в общем испытательном пробеге.

Рецензент канд. техн. наук,
проф. МОЛИБОШКО Л. А.

УДК 622.002.5

ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПНЕВМОУБОРОЧНОГО СОПЛА

Докт. техн. наук, проф. КИСЛОВ Н. В.

Белорусская государственная политехническая академия

Промышленные пневмоуборочные и пылесосные устройства представляют собой мобильные агрегаты или стационарные установки для уборки сыпучих сред и удаления пыли, осевшей в производственных помещениях. Работа пневмоуборочной техники заключается во всасывании сыпучего материала из расстила или пыли, лежащей на полу, оборудовании и стенах производственных помещений.

Наиболее ответственным узлом пневмоуборочной установки, от которого зависят качество уборки и энергоемкость процесса, является уст-

ройство для всасывания материала из расстила или пыли с различных поверхностей, называемое обычно всасывающим соплом или уборочным инструментом. Известны различные модификации сопл [1], каждое из которых предназначено для специфических условий пневмоуборки. Наибольшее распространение в пневмоуборочной технике нашли наклонные всасывающие сопла с козырьком (рис. 1).

Конструктивное оформление таких сопл определяется условиями их функционирования и размерно-плотностными свойствами убираемого